

Таблица 1. Результаты эксперимента

№ п/п	$n_{KB}, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$N_K, \text{кВт}$	$N_T, \text{кВт}$	$n_K, \text{мин}^{-1}$	$n_T, \text{мин}^{-1}$	$t_{BC}, ^\circ\text{C}$	$\Delta H_{BC}, \text{мм вод.ст.}$	$G_B, \text{кг/с}$	π_K^*	$\Delta P_r, \text{кгс/см}^2$	$G_T, \text{кг/с}$	π_T	$T_T^*, \text{К}$	$C_2, \text{м/с}$	$\eta_{ЭТ}$
1	2600	373	174,3	118,4	37404	27654	20	-780	0,883	3,55	0,03	0,824	2,26	1035	106,2	0,67
2	2600	373	167,0	113,2	37368	27614	20	-1000	0,846	3,54	0,05	0,783	2,2	1064	105,3	0,66
3	2600	373	159,3	108,0	37360	27606	20	-1300	0,807	3,54	0,045	0,752	2,2	1114	109,0	0,64

Условия работы двигателя по ГОСТ $\Delta H_{BC} = -1350_{-30} \text{ мм вод.ст.}$ и $\Delta P_r = 0,3_{-0,04} \text{ кгс/см}^2$.

Имея замеры и перейдя к заторможенным параметрам перед турбиной π_T и T_T^* определяем величину

$$L_T = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R T_T^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \cdot \eta_{ЭТ} - \frac{C_2^2}{2} \quad (4),$$

где неизвестным является $\eta_{ЭТ}$.

Но удельную работу турбины можно получить также из формулы

$$N_T = \frac{G_T \cdot L_T \cdot 1,36}{1000}, \text{ л.с.},$$

где N_T получена выше.

Значения $\eta_{ЭТ}$ представлены в таблице 1.

Кроме того, по измеренным параметрам на турбине считается C_{Ad} и U/C_{Ad} . Для данного случая $U/C_{Ad} = 0,44$.

В результате первой постановки дифференциального привода на двигатель ЗТД выявлены недостатки:

1. Линия совместной работы ЛМ и поршневой части сдвинута в сторону повышенных расходов

(низкого КПД компрессора). Необходимо переместить ее ближе к линии помпажа, тогда затраченная мощность на привод компрессора приблизится к расчетной.

2. Турбина имеет низкую эффективность. Если установить $\Delta P_r = 0,3 \text{ кгс/см}^2$ в 3-й строке таблицы, то $N_T = 80,1 \text{ кВт}$, что ниже расчетной величины.

Вывод:

Работающий на стенде двигатель с дифференциальным приводом компрессора может служить инструментом для измерения параметров ЛМ, включая мощность, в объектовых условиях. Для этого достаточно осуществлять измерения газодинамических параметров перед и за компрессором.

Список литературы:

1. Н.К. Рязанцев, Е.Н. Овчаров, И.А. Краюшкин, Харьков, Украина, Регулирование передаточного отношения к компрессору наддува двухтактного дизеля за счет применения дифференциального привода. //Сборник научных трудов ХГПУ. - Вып.7, Часть 2. -1999./ Информационные технологии: наука, техника, технология, просвещение, здоровье. - 358 с.

УДК 621.822.6.001.4

С.В. Пилипенко, канд. техн. наук., А.Н. Дороженко, инж., В.К. Савич, инж., Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

В процессе совершенствования транспортных средств, укомплектованных двигателем БТД, необходимо было автоматизировать процесс управления. С этой целью был спроектирован и изготовлен узел для установки датчика скорости, монтируемый на двигателе.

Узел представляет собой зубчатое колесо с числом зубьев $Z = 40$ модуля $m = 2 \text{ мм}$, ось которого установлена на двух симметрично расположенных подшипниках качения 7.000.103. На корпусе узла крепится специально разработанный датчик ИДЧВ-3М, сигнал от которого используется для автоматизации управления транспортным средством.

Важность безотказной работы данного узла вызвала необходимость оценки работоспособности подшипников, как наиболее слабого звена конструкции. Решение данной задачи усложнялось отсутствием надёжной расчётной методики исследования [1, 2], поскольку рассматриваемые подшипники не нагружены ни осевой, ни радиальной нагрузкой. Они испытывают лишь воздействие переменного окружного усилия, вызванного неравномерностью вращения приводной шестерни.

Для решения поставленной задачи была разработана методика испытаний подшипникового узла, заключающаяся в воспроизведении режима его экс-

пультационного нагружения и отработке на этом режиме базового числа циклов нагружений.

Реализация методики осуществлялась на специально разработанной установке, общий вид которой показана на рис.1, а принципиальная схема – на рис.2.

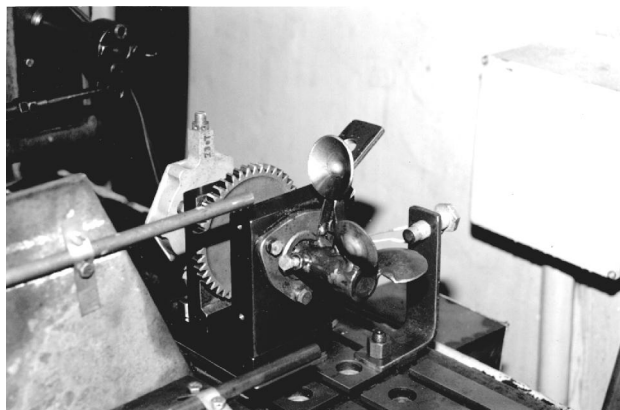


Рис. 1. Общий вид испытательной установки

Устройство представляет собой нагружающий узел 1 (рис. 1), состоящий из зубчатого колеса 2, ось которого установлена посредством подшипников на двух стойках 3. С одной стороны оси штатно крепится исследуемый подшипниковый узел 4, а с другой – три лопасти: одна – разгонная 5, установленная на большем радиусе и две – тормозящие 6, расположенные на меньшем радиусе, с окружным углом между собой, равным 90° . На лопасти через сопловые аппараты подаётся сжатый воздух от центральной магистрали, причём, предусмотрена регулировка подачи воздуха на тормозящие лопасти.

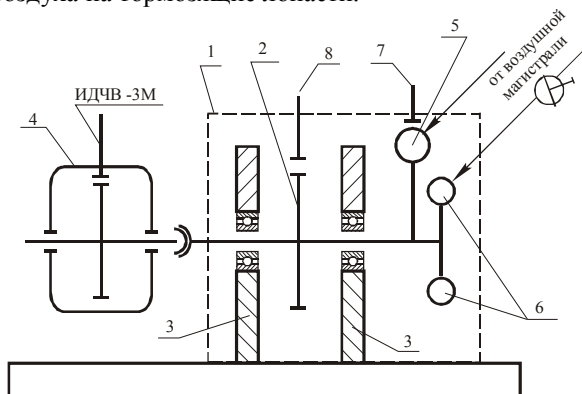


Рис. 2. Схема испытательной установки

Лопасты расположены в окружном направлении таким образом, что как только разгонная лопасть выходит из зоны действия струи воздуха, сразу же в зону действия струи входят последовательно тормозящие лопасти.

Таким образом, за один оборот зубчатое колесо нагружающего узла проходит два этапа - этап разгона и этап торможения. Необходимую амплитуду неравномерности вращения колеса добивались воздей-

ствием на тормозящие лопасти путём изменения скоростного напора подаваемого воздуха.

Испытания проводились на частоте вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует режиму работы двигателя с максимальной неравномерностью: $2A_{\text{max}} = 100 \text{ мин}^{-1}$.

Контроль частоты вращения зубчатого колеса нагружающего узла осуществлялся электронным частотомером, сигнал на который подавался от датчика 7, а величина неравномерности отслеживалась по электроннолучевому осциллографу, на который подавался сигнал с датчика 8 через измеритель крутильных колебаний.

На рис. 3 представлена осциллограмма контролируемых параметров.

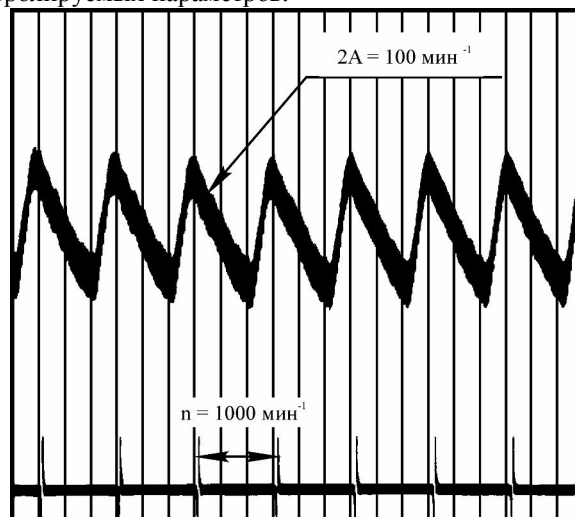


Рис. 3. Осциллограмма контролируемых параметров

В процессе испытаний, через каждые 1 млн. циклов нагружений осуществлялся контроль уровня смазки подшипников исследуемого узла. Для смазки применялся "Литол -24".

Испытания проводились на базе 10 млн. циклов нагружений. Такая база испытаний принята исходя из расчёта времени реализации максимального уровня нагруженности исследуемого узла за период регламентируемой эксплуатации.

По окончании испытаний выполнялся тщательный осмотр и дефектовка исследуемого узла и элементов подшипников. Разрушений, следов износа и других изменений исследуемого узла не выявлено. Узел рекомендован для установки на двигатель.

Таким образом, предложенная методика позволяет относительно просто и недорого давать оценку работоспособности подшипников нагруженных окружным переменным усилием.

Список литературы:

1. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник, М.: Машиностроение, 1983., 544 с.
2. Подшипники качения: Справочник-каталог / В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевский, М.: Машиностроение, 1984., 280 с.